



Operating Problems of Pump Stations and Power Plants

CARACTERISTIQUES DE MACHINES HYDRAULIQUES ET DE VANNES

DANS LES CALCULS DE REGIMES TRANSITOIRES

J.-E. Graeser, Chargé de cours

J.-E. Prénat, Ingénieur

W. Walther, Ingénieur

Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Suisse

SUMMARY

The behaviour of a hydraulic installation in transient flow regime is determined by assimilating the phenomena to a serie of instantaneous permanent flow regimes and computing the results.

The method of computation where the functioning characteristics of the machine and that of the gates are introduced separately, without considering their mutual influences, is the cause of certain differences between computed results and test results.

Also, by not considering the influence of cavitation on the characteristics, one moves away from the real existing transient flow conditions. This becomes another source of possible errors.

The present study, conducted in this particular case of a hydraulic machine and gates which were used for model tests, permits to study in a better way the differences which one can notice on the characteristics, and estimate their influence on the computed results.

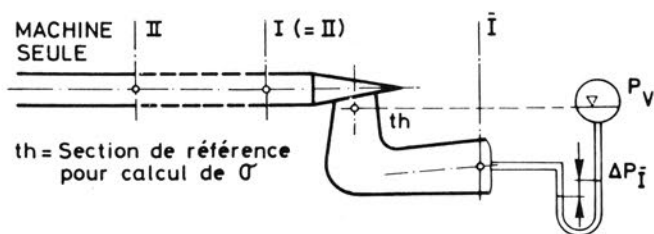
RESUME

La détermination du comportement d'une installation hydraulique en régime transitoire découle de calculs dans lesquels le phénomène est assimilé à une suite de régimes permanents instantanés.

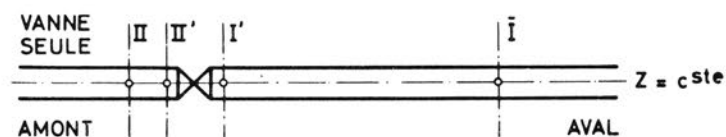
La méthode qui consiste à introduire séparément dans ces calculs les caractéristiques de fonctionnement de la machine et de la vanne, sans tenir compte de leur influence réciproque, est cause de certains écarts entre les résultats des calculs et les mesures.

De même, en négligeant l'effet de la cavitation sur les caractéristiques, on s'éloigne parfois des conditions réelles existant au cours de régimes transitoires. D'où une autre source possible d'écarts.

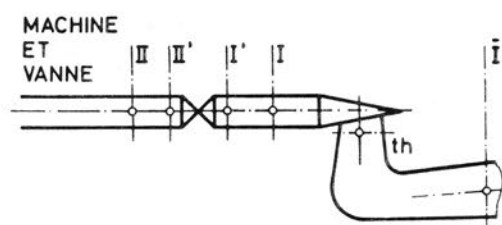
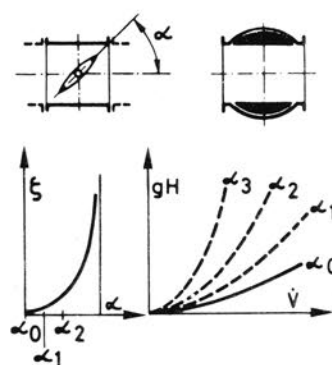
La présente étude, menée dans le cas précis d'une machine et de vannes ayant fait l'objet d'essais sur modèles, permet de mieux chiffrer ces écarts au niveau des caractéristiques et d'en estimer l'influence sur les résultats de quelques calculs de coups de béliet.



Caractéristiques dont la somme algébrique intervient dans le calcul du coup de bédier



VANNE



Caractéristique unique de l'ensemble machine et vanne à comparer avec la somme des précédentes

ENSEMBLE MACHINE ET VANNE

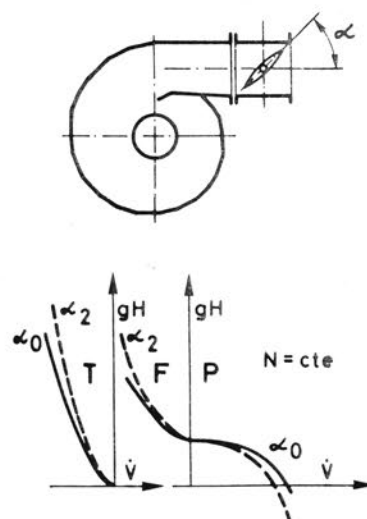


Figure 1 - Combinaison de caractéristiques

1. Indices principaux

Dans le but d'alléger la symbolique [1], on n'a recours à l'utilisation d'indices que dans les cas où leur présence est indispensable pour éviter une confusion.

Objets:

Indice

Machine hydraulique seule	sans
Vanne (pour des grandeurs propres à la vanne), Machine + vanne (somme algébrique des caractéristiques)	V
Machine et vanne (ensemble physique)	E

2. Grandeurs, symboles, unités et formules

Symbole	Unité	Grandeur ou formule de base
gH	J/kg	Energie massique - machine seule (figure 1): $gH = gH_I - gH_{\bar{I}}$ (où H = hauteur de chute en m)
\dot{V}	m^3/s	Débit-volume
$N; \dot{N}$	-/s; t/min	Vitesse de rotation $N = (2\pi/60) \cdot \dot{N}$
T	Nm	Couple
$D_{1i} = 2R_{1i}$	m	Diamètre de référence de la roue
$n_{11} (N_{11})$	t/min	$n_{11} = (60/2\pi) \cdot N \cdot (D_{1i}/\sqrt{ H })$
Q_{11}	m^3/s	$Q_{11} = \dot{V}/(D_{1i}^2 \cdot \sqrt{H})$
T_{11}	Nm	$T_{11} = T/(D_{1i}^3 \cdot H)$
v	-	Chiffre de rotation $v = N \cdot (\dot{V} /\pi)^{1/2} / (2g H)^{3/4}$ $v = n_{11} \cdot Q_{11}^{1/2} \cdot 0,00634$
α	0	Position angulaire de l'obturateur
gH_{rV}	J/kg	Perte de charge dans la vanne - vanne seule (figure 1) $gH_{rV} = gH_{II}, - gH_{\bar{I}}, = gH_{II} - gH_{\bar{I}} - (gH_{rII:II}, + gH_{rI:\bar{I}})$
$D_V = 2R_V$	m	Diamètre de référence de la vanne
\bar{C}	m/s	Vitesse moyenne $\bar{C} = \dot{V}/(\pi \cdot R_V^2)$
gH_V	J/kg	Energie massique spécifique de l'obturateur $gH_V = gH_{rV} + (\bar{C}^2/2)$
ζ	-	Coefficient de perte de charge de la vanne $\zeta = gH_{rV}/(\bar{C} \cdot \bar{C}/2); \zeta = k \cdot (2 \cdot \pi^2 \cdot g)$
k	s^2/m	Coefficient de perte de charge de la vanne $k = gH_{rV}/ (g \cdot \dot{V} \cdot \dot{V})/R_V^4 ; k = \zeta/(2 \cdot \pi^2 \cdot g)$
k_Q	-	Coefficient de débit de l'obturateur $k_Q = \bar{C}/(2 \cdot gH_V)^{1/2}; k_Q = 1/(1+\zeta)^{1/2}$
$P, \Delta P$	N/m ² (Pa)	Pression, différence de pression
P_V	N/m ² (Pa)	Pression de dégagement de vapeur d'eau
Z	m	Altitude
μ	kg/m ³	Masse volumique

Symbole	Unité	Grandeur ou formule de base
σ	-	Coefficient de cavitation de Thoma (figure 1):
		- vanne seule: $\sigma_V = [(\Delta P_I / \mu) + g H_{rI} / \dot{V}_I] / g H_{rV}$
		- machine seule: $\sigma = [(P_I - P_V) / \mu - g (Z_{th} - Z_I)] / g H = (\Delta P_{th} / \mu) / g H$

3. Rappel des relations de transposition

Soit un modèle $gH^*, \dot{V}^*, N^*, T^*$
 et un prototype gH, \dot{V}, N, T } alors, avec $\eta \approx \eta^*$:

$$H^*/H = (D^*/D)^2 \cdot (N^*/N)^2; \quad \dot{V}^*/\dot{V} = (D^*/D)^3 \cdot (N^*/N); \quad T^*/T = (D^*/D)^5 \cdot (N^*/N)^2.$$

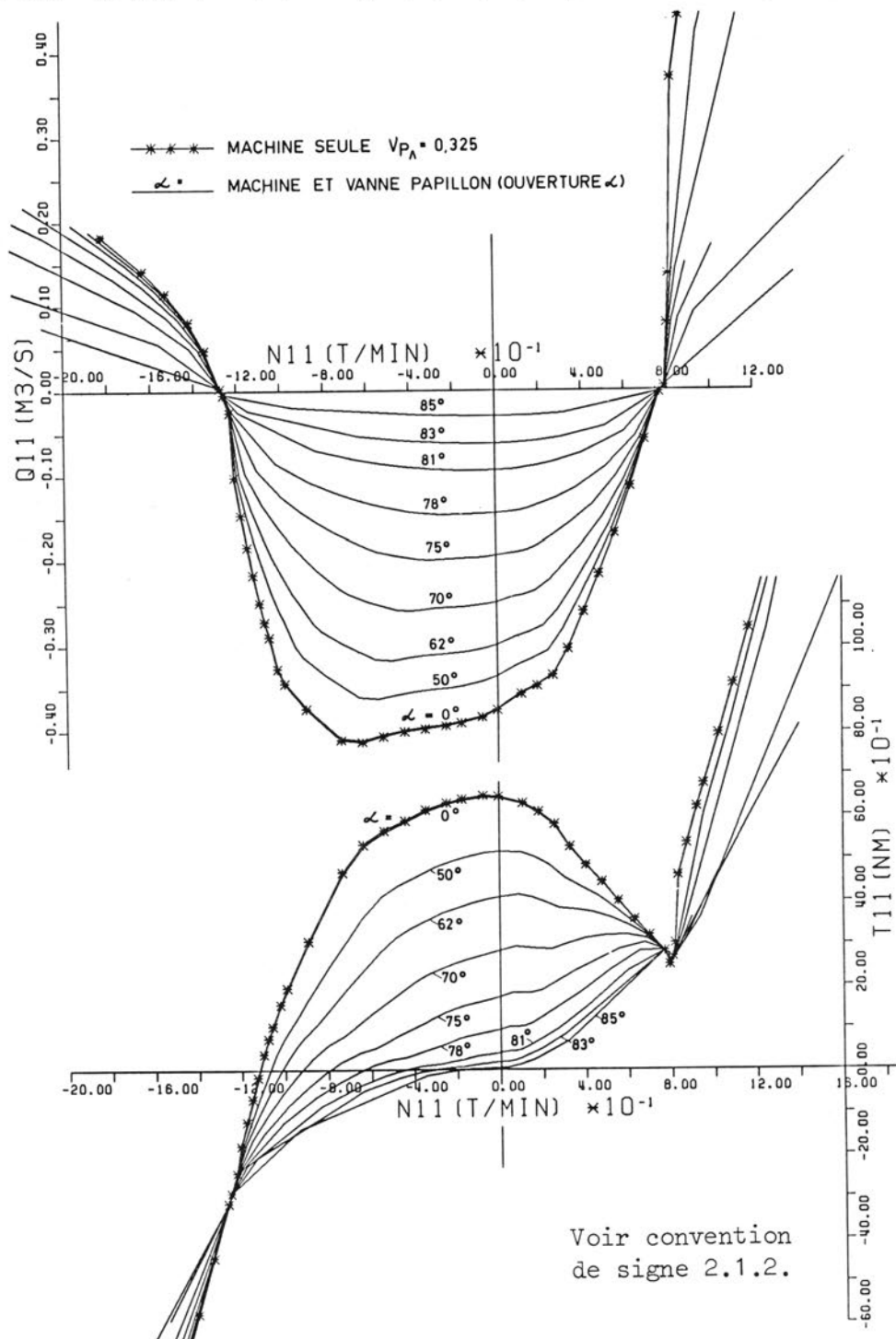


Figure 2 - Caractéristiques de fonctionnement

1. INTRODUCTION

Quand une machine hydraulique et une vanne forment un ensemble à intégrer dans le modèle physique sur lequel est fondé un programme de calcul de coup de béliet, on fait intervenir la somme algébrique des caractéristiques de fonctionnement de la machine et de la vanne mesurées séparément, sans se soucier de leur influence réciproque.

D'autre part, pour ces mêmes calculs, on utilise des caractéristiques de fonctionnement mesurées sur modèle en laboratoire, dans des conditions qui, souvent, s'écartent sensiblement de celles qui existent réellement au cours des régimes transitoires auxquels sont soumis les prototypes.

Le but de l'étude présentée ici succinctement est d'estimer l'effet de ces simplifications en déterminant dans quelles mesures:

- la somme des caractéristiques mentionnée plus haut s'écarte de la caractéristique globale de l'ensemble machine + vanne,
- les caractéristiques de machines sont influencées dans leurs zones extrêmes par les conditions particulières, de cavitation notamment, existant lors de régimes transitoires,
- les écarts définis sous lettres a et b entraînent des différences appréciables dans le calcul du comportement d'une machine et d'une installation au cours de régimes transitoires.

2. CARACTERISTIQUES DE MACHINES HYDRAULIQUES ET DE VANNES

2.1. Interaction des caractéristiques

2.1.1. Définition des combinaisons de caractéristiques

La figure No 1 illustre schématiquement ce que l'on entend par somme algébrique des caractéristiques, d'une part, et caractéristique unique de l'ensemble, d'autre part.

Dans le premier cas, la machine hydraulique (à distributeur-diffuseur fixe) et la vanne sont prises séparément et leurs caractéristiques de fonctionnement respectives sont le résultat de mesures sur des modèles indépendants.

Dans le deuxième cas, la machine hydraulique et la vanne sont reproduites par des modèles, à même échelle, dont l'assemblage sur le stand d'essai réalise le modèle de l'ensemble. La caractéristique de fonctionnement obtenue est celle de cet ensemble physique.

2.1.2. Caractéristiques d'une machine hydraulique

Les caractéristiques de fonctionnement d'une machine hydraulique peuvent être définies par les chiffres suivants: n_{11} , Q_{11} , T_{11} , calculés à partir des quatre grandeurs gH , \dot{V} , N , T , propres à chaque régime.

En limitant les développements de cette étude au domaine des chutes positives, les régimes se répartissent de la façon suivante:

	H	\dot{V}	N	T	n_{11}	Q_{11}	T_{11}
Pompe	+	+	+	+	+	+	+
Frein	+	-	+	+	+	-	+
Turbine	+	-	-	+	-	-	+
Suremballement	+	-	-	-	-	-	-
Pompe à rotation inverse (hyperemballement)	+	+	-	-	-	+	-

Dans le système choisi, l'ensemble des points de fonctionnement se résume à une paire de courbes $n_{11} - Q_{11}$ et $n_{11} - T_{11}$ (voir figure 2).

2.1.3. Caractéristique d'une vanne

La caractéristique d'une vanne est constituée par la courbe du coefficient de perte de charge ζ ou k exprimé en fonction de la position angulaire α de l'obturateur.

2.1.4. Caractéristiques réalisant la somme algébrique des caractéristiques machine et vanne (indice "V")

Si n_{11} ; Q_{11} ; T_{11} ; $D_{1i} = 2 \cdot R_{1i}$ sont les grandeurs relatives à la machine seule (sans indice littéral) et

k ; $D_V = 2 \cdot R_V$ sont celles de la vanne seule,

que l'on pose $Y = (1 - 16 \cdot k \cdot (D_{1i}/D_V)^4 \cdot Q_{11} \cdot |Q_{11}|)$,

en éliminant les valeurs $Y < 0$ correspondant à $gH < 0$, alors

$$\left. \begin{aligned} n_{11V} &= n_{11}/|Y|^{1/2} \\ Q_{11V} &= Q_{11}/|Y|^{1/2} \\ T_{11V} &= T_{11}/Y \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{sont les grandeurs réalisant} \\ &\text{la somme algébrique des} \\ &\text{caractéristiques précédentes.} \end{aligned}$$

k étant défini en fonction de la position angulaire α , il existe donc autant de paires de courbes $Q_{11V} = f_Q(n_{11V})$ et $T_{11V} = f_T(n_{11V})$ que de valeurs de α (voir figure 2).

2.1.5. Caractéristiques définissant le comportement de l'ensemble physique machine et vanne (indice "E")

L'ensemble physique machine et vanne présente un comportement caractérisé par les grandeurs n_{11E} , Q_{11E} , T_{11E} calculées à partir de mesures effectuées directement sur un modèle constitué par l'assemblage d'une machine et d'une vanne.

Les courbes $Q_{11E} = f_Q(n_{11E})$ et $T_{11E} = f_T(n_{11E})$

forment des familles, avec α pour paramètre, dont l'allure est la même que celles de la figure 2.

2.1.6. Ecart des caractéristiques "V" et "E"

La mesure de l'écart entre les caractéristiques combinées algébriquement "V" et celles de l'ensemble machine + vanne "E", dû à l'interaction des comportements de la machine et de la vanne, est obtenue en calculant, pour chaque α_j , la différence:

$$\Delta Q_{11} = Q_{11V} - Q_{11E} = f_{\Delta Q}(n_{11})$$

Cette différence est ensuite rapportée à la valeur de référence $Q_{11V_{ref}}$ (machine: régime de rendement optimum; vanne: ζ correspondant à α_j):

$$\Delta Q_{11}^* = \frac{\Delta Q_{11}}{Q_{11V_{ref}}} \quad [o/oo]$$

Pour comparer l'importance de ces écarts en fonction de l'ouverture α , on définit la moyenne de l'écart ΔQ_{11}^* sur l'intervalle de $n + 1$ mesures, comptées de 0 à n ,

$$\overline{\Delta Q_{11}^*} = \sum_{j=1}^{j=n} \frac{[(\Delta Q_{11}^* T_1(j) + \Delta Q_{11}^* T_1(j-1))/2] \cdot |n_{11}(j) - n_{11}(j-1)|}{|n_{11}(n) - n_{11}(0)|} \quad [o/oo]$$

Dans les figures, dQ_{11} ("écart-type pondéré") donne une mesure de la dispersion de cet écart.

Les mêmes développements s'appliquent par analogie au couple T_{11} .

2.2. Modification des caractéristiques sous l'effet de la cavitation

Les caractéristiques utilisées pour le calcul des régimes transitoires sont déterminées en laboratoire par des essais sur modèle effectués en absence de cavitation. En fait, pour réaliser une simulation correcte, il faudrait disposer des caractéristiques pour différentes conditions de cavitation et les faire intervenir dans le calcul en fonction des régimes effectivement atteints.

On désigne par

$n_{11}(\sigma_i)$, $Q_{11}(\sigma_i)$ et $T_{11}(\sigma_i)$ pour une machine; $\zeta_{V(\sigma_i)}$ pour une vanne,

les valeurs correspondant à un régime caractérisé par le coefficient de cavitation $\sigma = \sigma_i$.

Les écarts entre les caractéristiques relatives à différentes valeurs du chiffre de cavitation découlent de la comparaison directe des courbes et ne sont pas l'objet d'une définition tendant à une estimation globale sur une plage de fonctionnement étendue.

3. MATERIEL D'ESSAI

3.1. Généralités

L'ensemble des essais a été effectué à l'Institut de machines hydrauliques (IMH) de l'Ecole polytechnique fédérale de Lausanne (EPFL) [2]

3.1.1. Précision des appareils de mesure

Lors de l'établissement des caractéristiques, aussi bien de la machine que de la vanne, les différents appareils de mesure ont fonctionné dans de larges bandes de régime.

La précision de ces appareils, contrôlée à l'occasion d'un grand nombre d'étalonnages, s'est toujours avérée satisfaisante.

3.1.2. Qualité des mesures

Afin d'éviter toute erreur systématique, certaines mesures ont été répétées à plusieurs jours d'intervalle. Leurs résultats ne présentent qu'une faible dispersion.

3.1.3. Machine

La machine hydraulique utilisée pour les essais, du type radial-axial à distributeur-diffuseur fixe, $D_{11} = 344$ mm, v_n (pompe) = 0,325 a été mise à disposition de l'IMH par la firme Escher Wyss S.A., Zurich.

3.1.4. Vannes

Pour les essais de vannes, deux vannes du commerce, l'une "papillon" et l'autre sphérique, d'un diamètre nominal $D_V = 300$ mm ont été utilisées.

Des prises de pression judicieusement réparties (figure 3) permettent l'établissement de la double ligne de charge (amont et aval) par photographie des niveaux piézométriques dans des tubes reliés à ces prises. La figure 4 donne une représentation schématique de l'installation.

3.1.5. Machine et vannes

L'ensemble "machine + vanne" a été essayé sur le stand d'essai sans déplacer la machine, en insérant une des deux

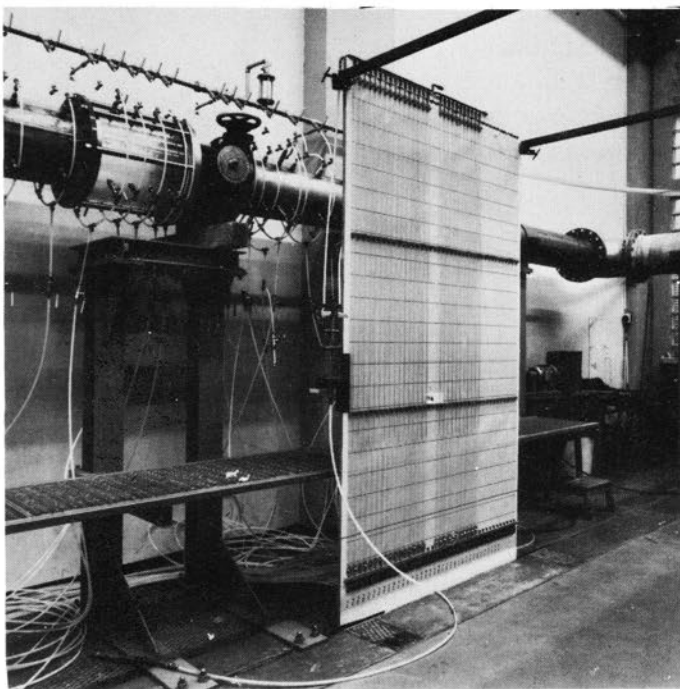
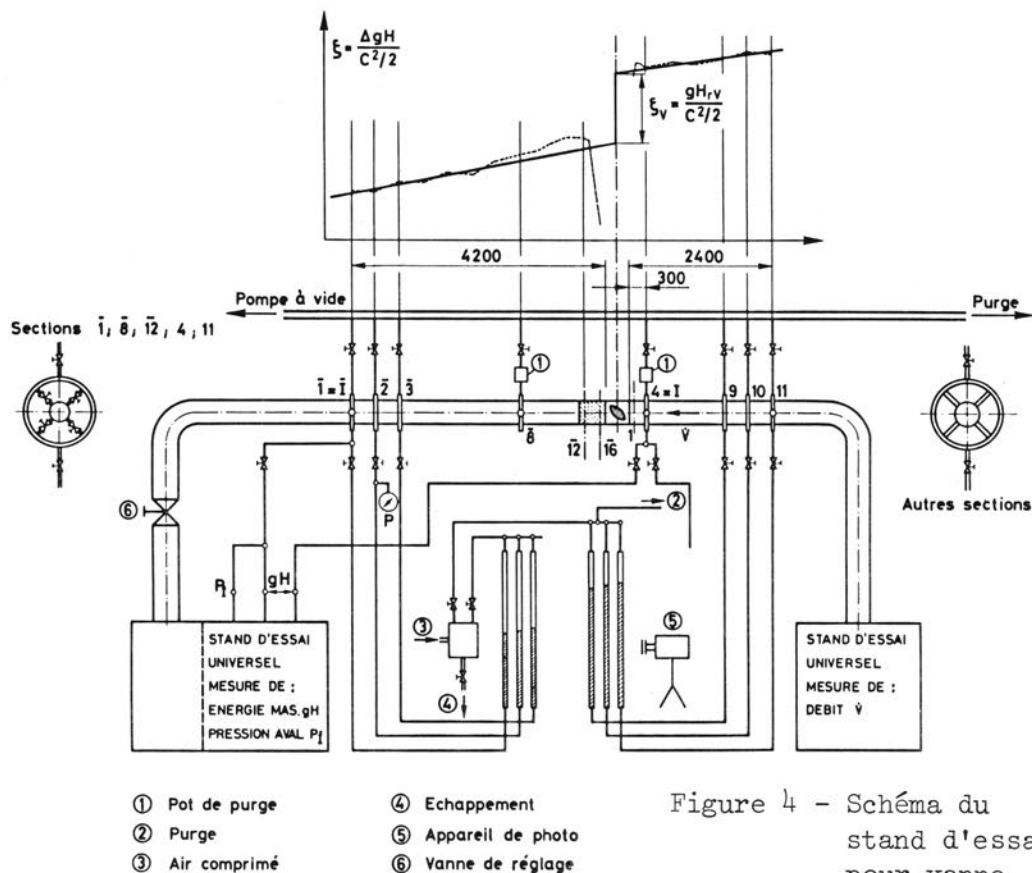


Figure 3 - Stand d'essai pour vannes



vannes dans la tuyauterie amont, près de la bêche spirale (figure 5).

L'interaction dépendant de l'allure de l'écoulement à l'aval de la vanne, les essais ont été effectués pour différentes positions de l'axe de la vanne par rapport à celui de la machine. Les positions A, B, C, D des figures 8 et 9 plus loin, sont les références choisies pour ces positions.

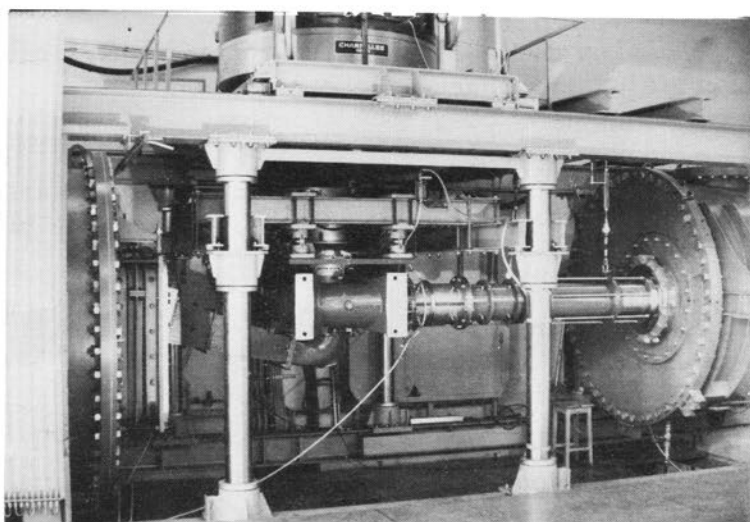


Figure 5 - Stand d'essai pour machine

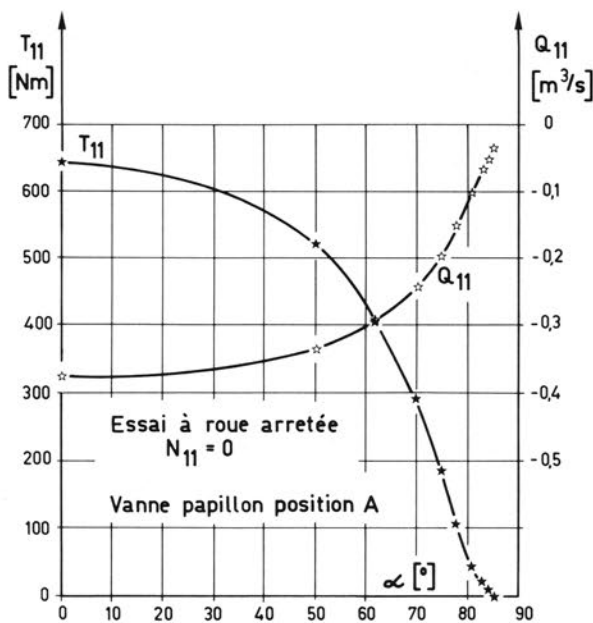
4. RESULTATS D'ESSAI

4.1. Interaction de caractéristiques

4.1.1. Comparaison des résultats de mesures

La figure 2 résume graphiquement les résultats des mesures effectuées sur la "machine" seule. Il s'agit de résultats "classiques" qui n'appellent aucun commentaire.

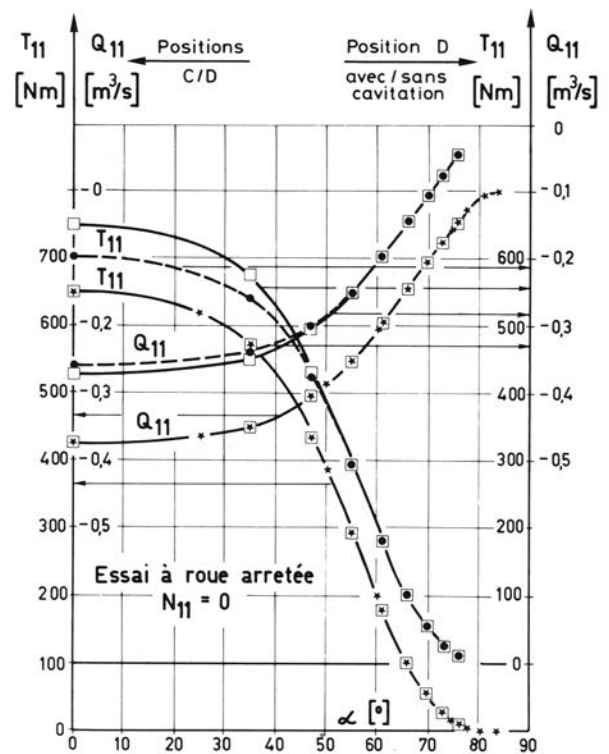
L'allure des courbes obtenues avec les mesures sur l'ensemble "machine + vanne" est celle de la famille de caractéristiques de la figure 2. Les ouvertures choisies ont été préalablement déterminées par une série de mesures à roue bloquée (figures 6 et 7).



INSTITUT DE MACHINES HYDRAULIQUES

W.W./R.S. 13.3.81

Figures 6 et 7 - Essais à roue bloquée



- *—* Vanne sphérique position C
- Vanne sphérique position D
- Vanne sphérique position D avec cavitation

D'une façon générale, il ressort des comparaisons faites que les différences entre les caractéristiques correspondant à différentes positions A, B, C ou D de l'axe de la vanne sont négligeables.

Les essais des vannes seules aux mêmes ouvertures que celles retenues pour les essais "machine + vanne" ont donné les résultats nécessaires aux comparaisons.

La combinaison algébrique des caractéristiques "machine" et "vanne" a été réalisée en suivant les relations données dans le répertoire des formules.

La comparaison des caractéristiques pour chaque ouverture se traduit par une double courbe des écarts ΔQ_{11}^* et ΔT_{11}^* fonction de α . La figure 8 donne à titre d'exemple ces écarts exprimés en o/o pour l'angle $\alpha = 78^\circ$.

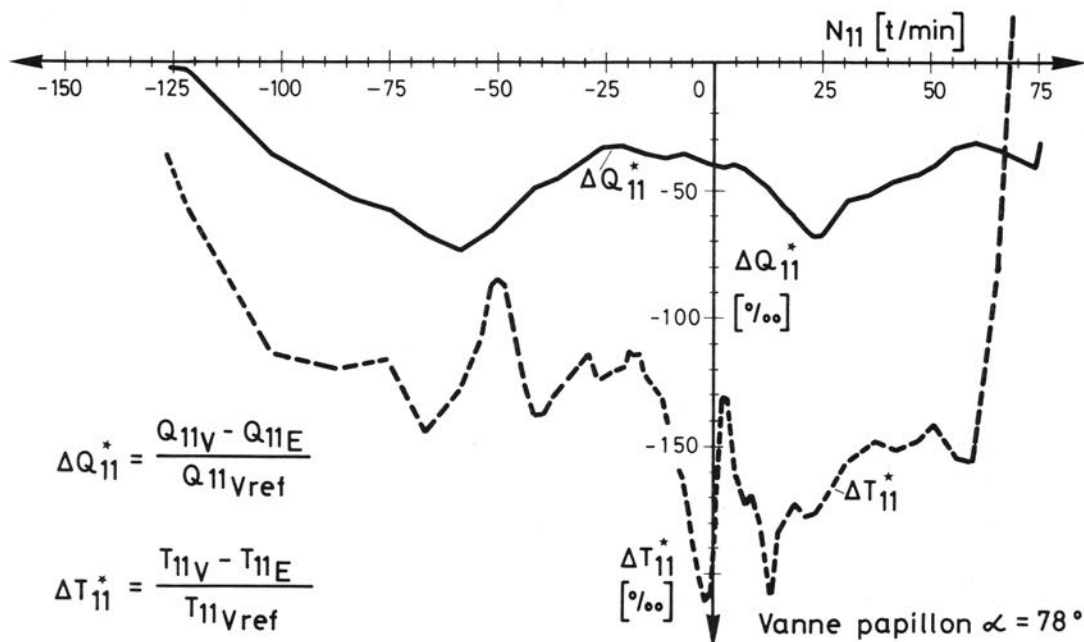
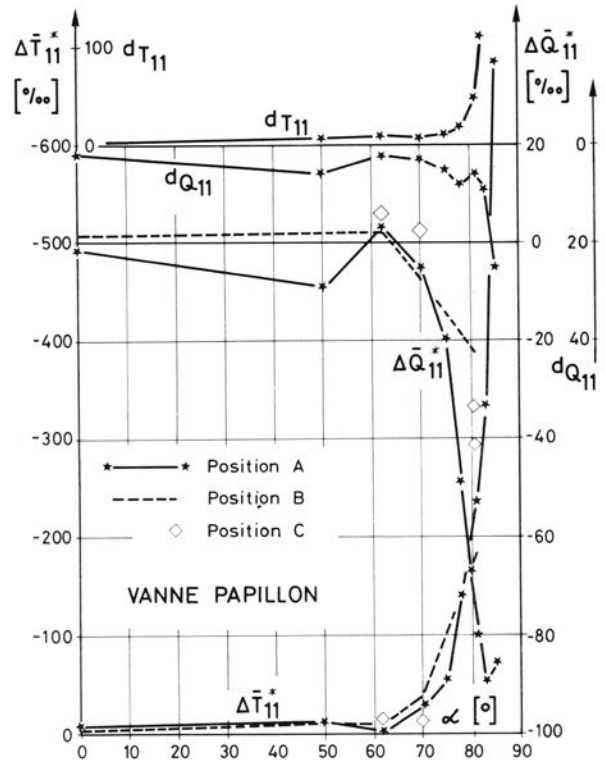
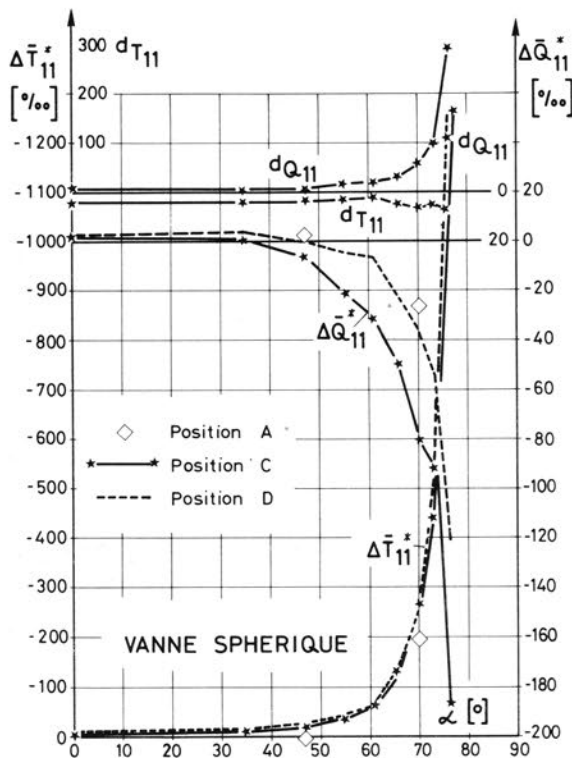


Figure 8 -Ecart entre les caractéristiques mesurées et calculées

Enfin, à la recherche d'une valeur définissant une moyenne des écarts pour chaque ouverture et une dispersion autour de ces moyennes, on a rassemblé dans les figures 9 et 10 les résultats des calculs selon chiffre 2.1.6.

L'examen de ces figures permet d'évaluer l'importance de ces écarts dans différentes conditions: assez faible pour les grandes ouvertures de vanne, l'interaction des caractéristiques s'accroît aux faibles ouvertures quand l'écoulement est fortement perturbé par la présence de l'obturateur.



Figures 9 et 10 - Moyennes des écarts et dispersions

4.1.2. Comparaison des résultats de calculs de régimes transitoires utilisant les différentes caractéristiques

Différents calculs de régimes transitoires (coup de bélier), consécutifs à un déclenchement de la machine ont été effectués pour plusieurs cas d'installation et de régime.

La figure 11 illustre l'évolution de la pression à l'amont de la vanne, et de la

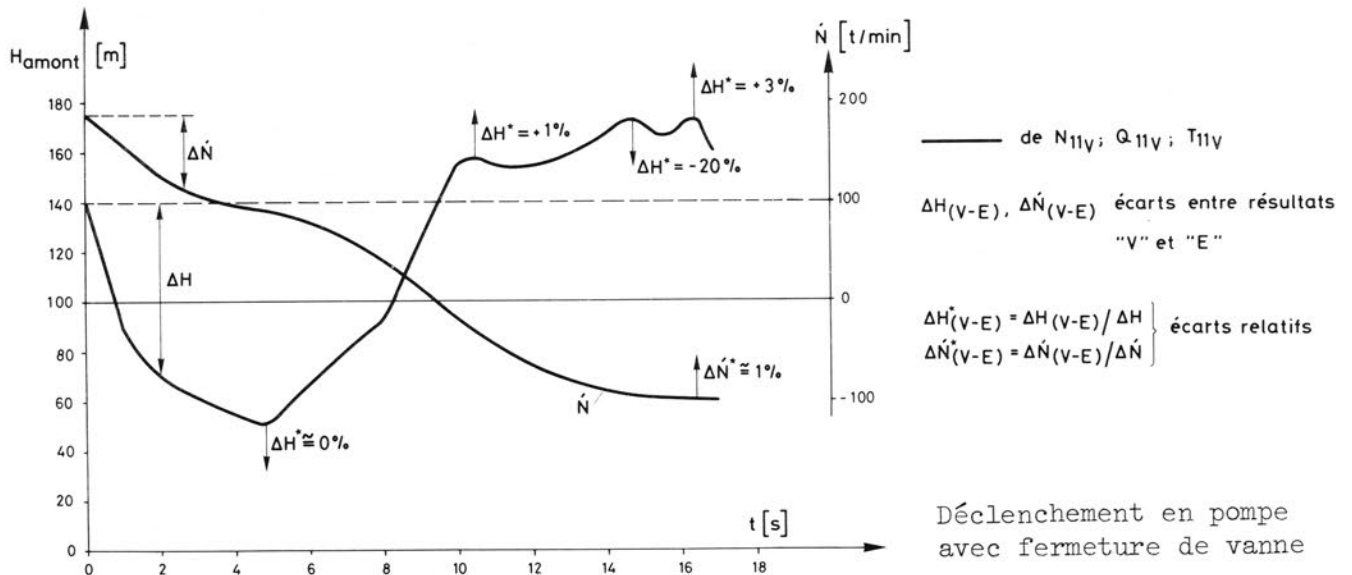


Figure 11 - Ecart de pression et de vitesse

vitesse de la machine au cours du phénomène. La courbe dessinée correspond à l'utilisation de la somme algébrique des caractéristiques ("V"). Les écarts entre cette courbe et celle obtenue à partir de la caractéristique de l'ensemble ("E") sont donnés numériquement pour les points les plus significatifs.

Dans ces comparaisons, relatives à différents régimes, les écarts constatés, qui restent dans la limite des tolérances admises par les normes pour ce genre de calcul, constituent cependant une source non négligeable d'imprécision et contribuent à accentuer les écarts entre les mesures et les calculs.

4.2. Influence de la cavitation

4.2.1. Résultats des mesures

Des essais mettant en évidence l'effet de la cavitation sur la forme des caractéristiques ont été effectués sur les différents modèles à disposition.

Les mesures les plus intéressantes faites sur la machine sont transcrites dans la figure 12, qui montre l'influence de la cavitation dans les régimes pompe (partiellement), frein et turbine pour un chiffre de cavitation σ correspondant à la valeur minimum tolérable pour un fonctionnement industriel normal dans la zone de bon rendement en turbine (ici $\sigma = 0,115$). Cette influence, bien que perceptible, n'est pas déterminante.

En revanche, pour les régimes au-delà de l'emballement en turbine (figure 13), l'altération des caractéristiques est beaucoup plus marquée. A la limite, pour un chiffre de cavitation très faible, le régime pompe à rotation inverse (hyperemballement) n'est plus atteint.

Des mesures ont également été effectuées sur les vannes. Elles ne font ici l'objet d'aucun commentaire.

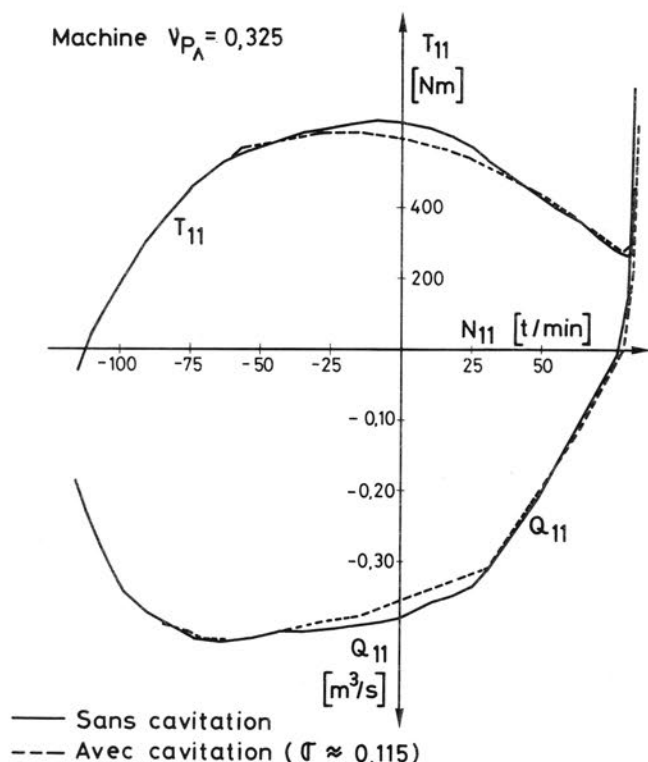


Figure 12 - Influence de la cavitation (turbine et frein)

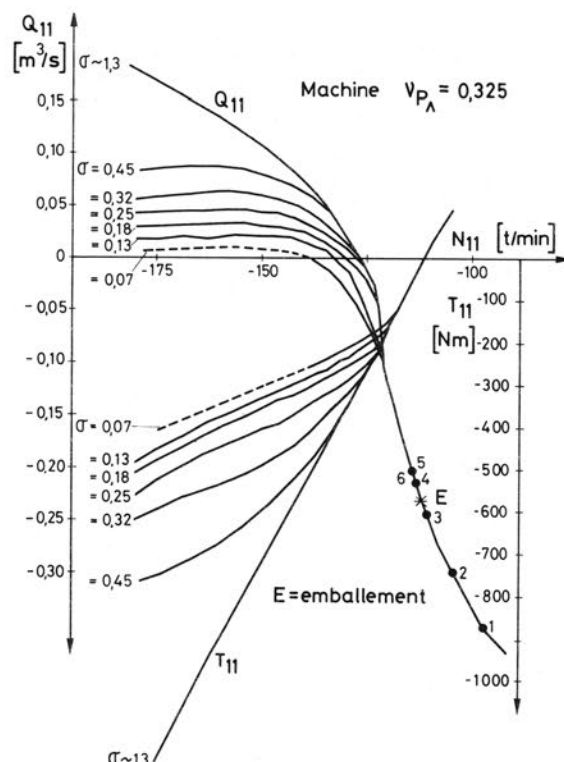


Figure 13 - Influence de la cavitation (au-delà de l'emballement)

4.2.2. Effet de la cavitation sur le déroulement d'un régime transitoire

Le phénomène de cavitation entraînant des modifications sensibles des caractéristiques dans les régimes de sur- et d'hyperemballement (voir figure 13), son effet sur le déroulement d'un régime transitoire a fait l'objet d'investigations diverses.

On pouvait s'attendre, en effet, à une influence non négligeable puisque, pour plusieurs installations équipées de pompes-turbines réversibles, les calculs de coup de béliet ont montré qu'à la suite de déclenchement en régime turbine, l'hyperemballement (inversion du débit) est atteint momentanément.

Différents calculs effectués à partir des caractéristiques de la pompe-turbine essayée à l'IMH n'ont cependant pas conduit à de tels résultats. En effet, pour tous les cas examinés, l'emballement est à peine dénaissé et les points de fonctionnement atteints, 1 à 6 de la figure 13, sont encore loin des régimes où la cavitation fait sentir son effet.

L'explication de cette apparente contradiction réside dans le fait que la pompe-turbine dont les caractéristiques ont été utilisées ne possède qu'un distributeur-diffuseur fixe, alors que les machines dont il est question plus haut sont réglables et équipées d'un vannage orientable qui se ferme immédiatement après le déclenchement.

La figure 14 concerne une machine à vannage orientable. L'hyperemballement est atteint pour une faible ouverture du distributeur-diffuseur, la vanne de garde restant ouverte.

Il serait donc intéressant de procéder, sur une pompe-turbine de ce genre, au relevé des caractéristiques en présence de cavitation pour différentes ouvertures du distributeur-diffuseur. On pourrait alors contrôler si le déclenchement en turbine est effectivement influencé par la cavitation.

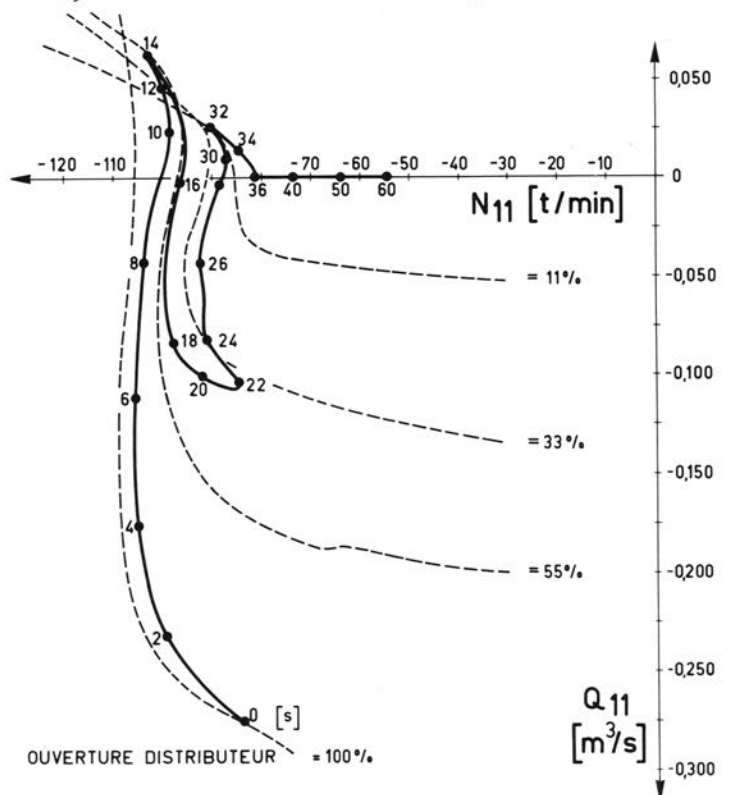


Figure 14 - Déclenchement en turbine: régimes successifs

5. CONCLUSIONS

Ayant constaté, dans quelques cas, certaines différences entre les résultats des calculs et des mesures du coup de béliet, l'IMH a tenté de déterminer les causes de ces écarts.

La campagne d'essai décrite précédemment entre dans le cadre de ces investigations. Elle apporte une réponse partielle, puisque limitée à une pompe-turbine de v donné, et à deux vannes de types différents, au problème désigné dans le texte par "interaction de caractéristiques".

Les écarts relevés, que les graphiques présentés permettent d'estimer, loin d'être négligeables, n'expliquent cependant pas à eux seuls ces différences. D'autres sources d'imprécisions y contribuent également, parmi lesquelles l'inexactitude des caractéristiques mises à disposition, de cas en cas, pour calculer le coup de béliet.

L'influence de la cavitation a également été étudiée à cette occasion, sur deux types de pompes-turbines de v différents.

Dans les zones de fonctionnement de sur- et d'hyperemballement, cette influence est très marquée. Dans certaines conditions, le régime d'hyperemballement n'est même plus atteint.

En se basant sur les résultats de calcul du coup de bélier, relatif à ces machines, on peut conclure que:

- pour des machines à distributeur-diffuseur fixe, l'incidence est faible puisqu'on ne s'écarte que peu de l'emballement,
- pour des machines à distributeur-diffuseur mobile, avec petit v , où le calcul montre que l'hyperemballement est atteint, l'incidence devrait être plus importante, mais aucune mesure n'est actuellement disponible pour la déterminer numériquement.

Cependant, dans ce domaine également, une concordance exacte entre les caractéristiques utilisées et celles, réelles, de la machine est indispensable à un calcul correct.

BIBLIOGRAPHIE

- | | | |
|---|---|---|
| 1 | IMH-EPFL | Feuilles de cours C, en préparation. |
| 2 | Th. BOVET,
P. HENRY | Le nouveau stand d'essai universel pour machines hydrauliques à réaction. EPFL-IMH (Lausanne), 1970. |
| 3 | H. SUZUKI,
H. NAKABOU
A. KITAJIMA | Flow measurement of pump-turbines during transient operation. WATER POWER, octobre 1972. |
| 4 | H. GREIN | Experimentelle Untersuchungen der Kräfte und Momente auf das System Drosselklappe-Rohrleitung in Wasserkraftanlagen. Technische Hochschule (Darmstadt), 1977. |
| 5 | J.-E. GRAESER | Régimes transitoires en hydraulique; aide-mémoire et figures. EPFL-IMH (Lausanne), 1977. |
| 6 | K.-J. PESCHGES | Experimentelle Untersuchungen zum Kavitations- und Betriebsverhalten einer Linsenförmigen Drosselklappe (Darmstadt), 1978. |
| 7 | J.-E. GRAESER,
J.-E. PRENAT,
W. WALTHER | Caractéristiques de machines hydrauliques et de vannes dans les calculs de régimes transitoires. EPFL-IMH (Lausanne), 1981. |